

Drive system for a vehicle with three hydraulic wheel sets in which one and a half motors is supplied from the two halves of a double pump**Publication number:** DE19838651**Publication date:** 2000-03-02**Inventor:** CUNNINGHAM SINCLAIR (GB)**Applicant:** MANNESMANN REXROTH AG (DE)**Classification:****- International:** *B60K17/356; F16H39/02; F16H61/44; B60K17/34;
F16H39/00; F16H61/40; (IPC1-7): B60K17/356;
F16H39/02***- european:** B60K17/356; F16H39/02; F16H61/44**Application number:** DE19981038651 19980825**Priority number(s):** DE19981038651 19980825**[Report a data error here](#)****Abstract of DE19838651**

The pump are arranged as a double pump with 2 displacement volumes of the same size separated from one another. Each half of the double pump supplies 1.5 motors through 2 parallel flows of equal size. The hydraulic system is coupled together by the provision of an intersection point on the return side of the system.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide



⑯ BUNDESREPUBLIK

DEUTSCHLAND



DEUTSCHES

PATENT- UND
MARKENAMT

Offenlegungsschrift

DE 198 38 651 A 1

⑯ Int. Cl.⁷:

B 60 K 17/356

F 16 H 39/02

⑯ Anmelder:

Mannesmann Rexroth AG, 97816 Lohr, DE

⑯ Vertreter:

WINTER, BRANDL, FÜRNİSS, HÜBNER, RÖSS,
KAISER, POLTE, Partnerschaft, 85354 Freising

⑯ Erfinder:

Cunningham, Sinclair, Kirkcaldy, GB

⑯ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
zu ziehende Druckschriften:

GB 21 51 565 A
US 45 70 741
EP 05 47 947 A1

JP 3-248921 A, In: Patents Abstracts of Japan,
M-1207, Feb. 4, 1992, Vol. 16, No. 44;

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑯ Antriebsvorrichtung für ein Fahrzeug mit drei hydraulisch angetriebenen Radgruppen

⑯ Beschrieben wird eine Antriebsvorrichtung für ein Fahrzeug mit drei hydraulisch angetriebenen Radgruppen, bei dem jeder Radgruppe, das heißt, der linken vorderen Radgruppe, der rechten vorderen Radgruppe und der hinteren Radgruppe, gesonderte Hydraulik-Motoranordnungen gleichen Hubraums zugeordnet sind. Diese Motoranordnungen sind von Pumpenanordnung für geschlossenen Kreislauf gespeist und hydraulisch gekoppelt, wobei die Hydraulik-Motoranordnungen zumindest der zweispurigen Achse jeweils so aufgebaut sind, daß zwei Halbmotoren mit voneinander getrennten Hubräumen vorliegen. Um eine Anti-Schlupf-Steuerung der Radgruppen derart sicherzustellen, daß ein unkontrolliertes Hochlaufen der die Haftung verlierenden Radgruppe wirksam ausgeschlossen wird, wobei gleichzeitig bei nicht durchdrehenden Rädern ein höchstmöglicher Drehmoment übertragbar sein soll, wird die Pumpenanordnung von einer Zwillingspumpe mit zwei gleich großen und voneinander getrennten Verdrängerräumen gebildet. Es werden somit zwei gleich große Druckmittelströme parallel derart zu den drei Hydraulik-Motoranordnungen gerichtet, daß jede Zwillingspumpenhälfte jeweils eineinhalb Motoren speist. Die hydraulische Kopplung der Motoren untereinander wird dadurch bereitgestellt, daß an den einzelnen Hydraulik-Motoranordnungen eine Schnittlinie zur Rücklaufseite der jeweils anderen Zwillingspumpenhälfte geschaffen ist.

DE 198 38 651 A 1

DE 198 38 651 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Antriebsvorrichtung für ein Fahrzeug mit drei hydraulisch angetriebenen Radgruppen, insbesondere für ein dreispuriges Fahrzeug, gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Eine derartige Antriebsvorrichtung ist beispielsweise aus dem Dokument EP 0547947 B1 bekannt. Diese Antriebsvorrichtung ist aufgrund der besonderen, hydraulischen Kopplung zwischen den einzelnen, den verschiedenen Radgruppen zugeordneten Motoranordnungen in der Lage, dem Durchdrehen einer einzelnen Radgruppe entgegenzuwirken und danit die Antriebskraft effektiver zu übertragen. Im einzelnen wird dies im bekannten Fall so gelöst, daß alle Hydraulik-Motoranordnungen in zwei Halbmotoren mit voneinander getrennten Hubräumen verlegt sind, wobei jeweils ein Halbmotor der vorderen Radgruppen in Reihe mit einer Motorhälfte der hinteren Radgruppe geschaltet ist. Die jeweils andere Motorhälfte der vorderen Radgruppen ist mit der Motoranordnung der hinteren Radgruppe parallel geschaltet.

Wenn bei einer solchen Anordnung die linke oder die rechte vordere Radgruppe die Bodenhaftung verliert, steigt die von der Speisepumpe direkt zur zugehörigen Motorhälfte fließende Hydraulikfluidmenge an, während die zu den übrigen Hydraulik-Motoranordnungen strömende Fluidmenge abnimmt und damit auch die Fluidmenge, die zum anderen Halbmotor der durchdrehenden Radgruppe fließt. Aufgrund der mechanischen Kopplung zwischen den beiden Radgruppen zieht der zweite Halbmotor über ein Rückschlagventil zusätzliches Hydraulikfluid aus einem Speisezweig, der von einer Hilfspumpe versorgt wird. Mit anderen Worten, die Hilfspumpe kompensiert die Durchflußdifferenz im Zulauf der beiden Halbmotoren der durchdrehenden Radgruppe. Damit befindet sich jedoch im Rücklauf der Pumpenanordnung kurzfristig mehr Strömungsmittelfluid als im Speizezweig, für das der Druck im Rücklauf ansteigt und damit diejenige Radgruppe bremst, deren Drehzahl kurzfristig angestiegen ist.

Um diesen Mechanismus bei Kurvenfahrten eines mit dieser Antriebsvorrichtung ausgestatteten Fahrzeugs bis zu einer gewissen Grenzgeschwindigkeit-Differenz zwischen den beiden Motoranordnungen der zweispurigen Achse zu unterdrücken, ist ein in Abhängigkeit von der Lenkradbewegung nockengesteuertes Proportionalventil vorgesehen, mit dem der Speizezweig begrenzt kurzgeschlossen werden kann.

Die bekannte Antriebsvorrichtung ist somit aufgrund der hydraulischen Kopplung der Motoranordnungen in der Lage, das Durchdrehen einer einzelnen Radgruppe wirkungsvoll auszuschließen. Allerdings gelingt dies nur auf Kosten einer verhältnismäßig aufwendigen und komplexen und damit teuren Zusatzsteuerung zur Ermöglichung von Kurvenfahrten. Ferner ist im bekannten Fall durch die serielle Schaltung einer Motorhälfte der linken und rechten vorderen Radgruppe mit einer anderen Motorhälfte der hinteren Radgruppe das übertragbare Drehmoment verringert.

Der Erfindung liegt deshalb die Aufgabe zugrunde, eine Antriebsvorrichtung gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1 zu schaffen, die bei einfacherem Aufbau die Radgruppen gegen Durchdrehen absichert, gleichzeitig jedoch mit vereinfachtem Aufbau kurvenfahrtbedingte Differenzgeschwindigkeiten der Motoranordnungen der zweispurigen Achsen zuläßt, wobei zusätzlich das übertragbare Drehmoment angehoben werden soll.

Diese Aufgabe wird durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst.

Erfundungsgemäß wird die Pumpenanordnung als Zwi-

lingspumpe mit zwei gleich großen und voneinander getrennten Verdrängerräumen gebildet. Von der Pumpenanordnung gehen damit zwei gleich große Druckmittelströme aus, die parallel derart zu den drei Hydraulik-Motoranordnungen gerichtet werden, daß jede Zwillingspumpenhälfte jeweils $1\frac{1}{2}$ Motoren speist. Dadurch, daß an den einzelnen Hydraulik-Motoranordnungen eine Schnittstelle zur Rücklaufseite der jeweils anderen Zwillingspumpenhälfte vorliegt, werden alle Hydraulik-Motoranordnungen quasi "über Kreuz" mit einander gekoppelt, so daß nach wie vor das isolierte Durchdrehen einer Radgruppe wirksam ausgeschlossen ist. Mit anderen Worten, die erfundungsgemäße Mischung der Pumpen-Versorgungsströme und -Rücklaufströme sorgen für das Hochlaufen der der durchdrehenden Radgruppe zugeordneten Motoranordnung deshalb, weil die Summe der Volumenströme auf der Versorgungsseite der Pumpenanordnung gleich der Summe der Hydraulikfluid-Rücklaufströme sein muß. Weil diese Ströme jedoch unterschiedlichen Motoren zugeordnet sind, baut sich im Rücklaufabschnitt der zum Durchrutschen neigenden Radgruppe eine Drucküberhöhung auf, die diese Radgruppe bremst und damit dem Durchrutschen der Radgruppe entgegenwirkt. Gleichzeitig ergibt sich mit der erfundungsgemäßen Antriebsvorrichtung der besondere Vorteil, daß aufgrund des Umstandes, daß sämtliche Hydraulik-Motoranordnungen aller Radgruppen parallel geschaltet sind, der besondere Vorteil, daß für den Fall, daß keine Radgruppe durchrutscht, das übertragbare Drehmoment um 50% höher liegt als im bekannten Fall. Für den Fall, daß eine Radgruppe durchdreht, bleibt das übertragbare Drehmoment auf einem Niveau, das mit demjenigen des Standes der Technik vergleichbar ist. Die erfundungsgemäße Mischung von Vor- und Rücklauf der den beiden Zwillingspumpen zugeordneten Druckmittelströme ermöglicht es, die Zusatzpumpe zum Ersetzen von Leckage-Strömungsmittel erheblich zu verkleinern. Es zeigt sich darüberhinaus, daß der erfundungsgemäße Aufbau der Hydraulikschaltung mit geringfügigen Modifikationen in der Lage ist, Differenzgeschwindigkeiten der Radgruppen der zweispurigen Achsen bei gewöhnlichen Kurvenfahrten zuzulassen, ohne daß eine aufwendige Ventilsteuerung notwendig wäre, wie dies beim Stand der Technik gemäß EP 0547947 B1 der Fall ist. Erfundungsgemäß genügt das Vorsehen von einfachen Spülventilen an den beiden an der zweispurigen Achse vorgesehenen Hydraulik-Motoranordnungen, deren Aufgabe es ist, bis zu einer gewissen Grenz-Geschwindigkeitsdifferenz den Druckaufbau im Ablauf der durchdrehenden Radgruppe zu kompensieren.

Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind Gegenstand der Unteransprüche.

Eine besonders einfache Verschaltung zwischen Pumpenanordnung und Hydraulik-Motoranordnungen ergibt sich mit der Weiterbildung des Patentanspruchs 2. Die hydraulische Verschaltung wird sehr einfach, wenngleich an den beiden Hydraulik-Motoranordnungen der zweispurigen Achse keine absolut symmetrischen Verschaltungen vorliegen. Es zeigt sich jedoch überraschenderweise, daß die hydraulischen Kopplungen der beiden Hydraulik-Motoranordnungen an der zweispurigen Achse soweit vergleichbar sind, daß sich weder qualitativ noch quantitativ Unterschiede bei der Anti-Schlupf-Steuerung der Räder ergeben.

Ein konkreter Hydraulikkreis für die Realisierung der Anti-Schlupf-Steuerung bei einem dreispurigen Fahrzeug ist Gegenstand des Unteranspruchs 3.

Um die hydraulische Kopplung der Hydraulik-Motoranordnungen der zweispurigen Achse bis zu einer gewissen Grenz-Geschwindigkeit zu deaktivieren, ist vorzugsweise eine Ventilanordnung vorgesehen.

Diese Ventilanordnung wird insbesondere dann besonders einfach, wenn sie gemäß Patentanspruch 5 als Wegeventilanordnung ausgebildet ist, mit der bis zu einem bestimmten Grenzwert ein Ungleichgewicht zwischen Versorgungsstrom und Rücklaufstrom der Pumpenanordnung beseitigt wird.

Die Steuerung der Wegeventilanordnung wird dann besonders einfach, wenn die Kolbenschieber der Wegeventile gemäß Patentanspruch 7 vom Druck im Zulauf und andererseits vom Druck im Ablauf des zugehörigen Halbmotors beaufschlagt sind.

Grundsätzlich ist die erfundungsgemäße Antriebsvorrichtung für unterschiedlichste Bauarten von Pumpe und Motoren geeignet, so zum Beispiel auch für Konstantpumpen. Ein besonderer Vorteil der erfundungsgemäßen Verschaltung von Pumpenanordnung und Hydraulik-Motoranordnungen liegt jedoch darin, daß sie ohne zusätzliche schaltungstechnische Maßnahmen in beiden Strömungsrichtungen funktioniert. Jede Zwillingspumpenhälfte der Pumpenanordnung kann somit jeweils von einer Pumpe mit zwei Volumenstromrichtungen gebildet sein, das heißt, vorteilhafterweise von einer über Null verschwenkbaren Pumpe.

Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Antriebsvorrichtung sind Gegenstand der übrigen Unteransprüche.

Nachstehend wird anhand schematischer Zeichnungen ein Ausführungsbeispiel der Erfindung näher erläutert.

Die Figur zeigt einen Hydraulikschaltkreis der Antriebsvorrichtung für ein dreispuriges Fahrzeug, es soll jedoch an dieser Stelle bereits hervorgehoben werden, daß die Erfindung gleichermaßen als Antriebsvorrichtung für ein Fahrzeug mit drei hydraulisch angetriebenen Radgruppen geeignet ist. Mit gestrichelten Linien sind die Module der Antriebsvorrichtung bzw. der zugehörigen Schaltungskomponenten bezeichnet. Das Bezugszeichen 12 bezeichnet den Modul der Pumpenanordnung, das Bezugszeichen 14 den Motormodul für die linke vordere Radgruppe, das Bezugszeichen 16 den Motormodul für die rechte vordere Radgruppe und das Bezugszeichen 18 den Motorenmodul für die hintere Radgruppe bzw. für die einspurige Radgruppe.

Mit den Bezugszeichen 20, 22 und 24 sind die zugehörigen Hydraulik-Motoranordnungen bezeichnet, die jeweils das gleiche Hub- bzw. Verdängungsvolumen haben.

Zumindest die Hydraulik-Motoranordnungen 20, 24 der zweispurigen Achse, das heißt, der linken vorderen Radgruppe und der rechten vorderen Radgruppe, sind jeweils in zwei Halbmotoren 20-1, 20-2 und 24-1, 24-2 unterteilt, die zwar mechanisch miteinander gekoppelt sind, deren gleichgroße Hubräume jedoch voneinander getrennt sind. Die Hydraulik-Motoranordnungen 20, 22, 24 haben jeweils zwei Drehrichtungen, die durch die Arbeitsrichtung einer mit 30 bezeichneten Pumpenanordnung bestimmt ist. Die Pumpenanordnung und die Hydraulik-Motoranordnungen liegen in einem geschlossenen, hydraulischen Kreis.

Die Pumpenanordnung 30 ist als eine über Null verschwenkbare Verstellpumpe ausgebildet. Sie weist die Besonderheit auf, daß sie als Zwillingspumpe mit zwei gleich großen, jedoch voneinander getrennten Verdängerräumen ausgebildet ist, so daß zwei Zwillingspumpenhälften 30-1 und 30-2 vorliegen, denen vorzugsweise eine gemeinsame Stelleinrichtung zur Veränderung des Verdängungsvolumens zugeordnet ist. Die beiden Zwillingspumpenhälften 30-1 und 30-2 sind gegebenenfalls mechanisch gekoppelt. Gleiches gilt für eine Hilfspumpe 32, mit der dem Hydraulik-Arbeitskreis Leckagefluid zugeführt werden kann.

Mit dem vorstehend beschriebenen Aufbau werden somit zu den drei Hydraulik-Motoranordnungen 20, 22 und 24 zwei gleich große Druckmittelströme Q_1 und Q_2 gerichtet, und zwar derart, daß jede Zwillingspumpenhälfte 30-1 und

30-2 jeweils $1/2$ Motoren speist. Die den Druckmittelstrom Q_1 führende Speiseleitung 34 versorgt über den Leitungsbereich 34a den Halbmotor 20-2 der Motoranordnung 20 und über den Leitungsbereich 34b den gesamten Motor 22 des hinteren Radgruppenmoduls 18. Die Zwillingspumpenhälfte 30-2 versorgt über die Versorgungsleitung 36 über den Leitungszweig 36a die zweite Motorhälfte 20-1 der Motoranordnung 20 und über den Leitungszweig 36b beide Motorhälften 24-1 und 24-2 der Hydraulik-Motoranordnung 24 der vorderen rechten Radgruppe.

Für den Rücklauf des Hydraulik-Strömungsmittels ergeben sich quasi punktsymmetrische Verhältnisse. Mit anderen Worten, die Rücklaufströmungen Q_3 und Q_4 ergeben sich als die Summen der Rücklaufströmungen von jeweils 15 $1/2$ Motoren derart, daß im Bereich der Motoren eine Schnittstelle zwischen der Versorgungsströmung der einen Zwillingspumpenhälfte und der Rücklaufströmung der anderen Zwillingspumpenhälfte geschaffen wird. Im einzelnen ergibt sich aus der Figur, daß die Rücklaufströmung Q_3 in 20 einer Rücklaufleitung 38 als Summe der Strömungen in der Zweigleitung 38a des Halbmotors 24-1 und der Zweigleitung 38b vorliegt, die die Sammelleitung beider Halbmotoren 20-1 und 20-2 der Motoranordnung 20 bildet. Analog entspricht die Rücklaufströmung Q_4 in der Rücklaufleitung 25 40 der Summe der Teilströme in den Rücklauf-Zweigleitungen 40a und 40b. Die Zweigleitung 40a bildet den Rücklauf von der Motorhälfte 24-2, während die Zweigleitung 40b den Rücklauf der Motoranordnung 22 bildet.

Solange das mit der hydraulischen Antriebsvorrichtung 30 ausgestattete Fahrzeug auf ebenem Untergrund und mit gleichen Haftungsbedingungen an allen Radgruppen 14, 16 und 18 fährt, entspricht die von der Zwillingspumpenhälfte ausgehende Strömungsmittelmenge Q_1 , die sich zu $Q_1/3$ auf den Leitungszweig 34a und zu $2Q_1/3$ auf den Leitungszweig 34b verteilt, exakt der Strömungsmittelmenge Q_3 , die von beiden Halbmotoren 20-1 und 20-2 durch den Leitungszweig 38b und vom Halbmotor 24-1 durch den Leitungszweig 38a zur Rücklaufleitung 38 zurückfließt. Gleichermaßen entspricht in diesem Fahrzustand die Strömungsmittelmenge Q_2 , die sich zu $Q_2/3$ über den Leitungszweig 36a zum Halbmotor 20-1 und zu $2Q_2/3$ über Leitungszweig 36b zur Hydraulik-Motoranordnung 24 aufteilt, der rücklaufenden Hydraulikfluidmenge Q_4 , die zu $Q_2/3$ über die Leitung 40b aus der Hydraulik-Motoranordnung 22 und zu $Q_1/3$ aus dem Halbmotor 24-2 der Hydraulik-Motoranordnung 24 kommt.

Die Versorgungs- und Rücklaufleitungen 34, 36 bzw. 38 und 40 sind jeweils über Druckbegrenzungsventile 42, 44 bzw. 46, 48 abgesichert. In einer Bypass-Leitung 42a, 44a, 46a und 48a dieser Ventile ist jeweils ein Rückschlagventil 42b, 44b, 46b und 48b angeordnet. Über diese Rückschlagventile 42b, 44b, 46b und 48b kann Hydraulikfluid, das durch Leckage dem geschlossenen Hydraulikkreis verloren geht, wieder ersetzt werden, und zwar über die Hilfspumpe 32, die Hydraulikfluid auf dem Tank T über die Saugleitung 48 ansaugt und über den Leitungsbereich 50 an die Tank-Rücklaufleitung 52 angeschlossen ist, von der Zweigleitungen 54, 56, 58 und 60 zu den jeweiligen Druckbegrenzungsventilen 42, 44, 46 und 48 führen. Die Leitung 52 ist ebenfalls über ein Druckbegrenzungsventil 62 abgesichert.

Aus der vorstehenden Beschreibung wird klar, daß die einzelnen Motoren 20, 22 und 24 in reiner Parallelschaltung betrieben werden, so daß für den Fall, daß keine Radgruppe die Haftung verliert, ein sehr hohes Drehmoment übertragbar ist.

Für den Fall, daß eine Radgruppe die Haftung verliert, sollte, sorgt die hydraulische Kopplung der Hydraulik-Motoranordnungen 20, 22 und 24 untereinander dafür, daß ein Hochlaufen der dem durchdrehenden Rad zugeordneten Hy-

draulik-Motoranordnung verhindert wird. Dies soll nachfolgend kurz erläutert werden:

Wenn beispielsweise die vordere linke Radgruppe die Haftung verliert, steigen die Strömungsmittelströme in den Leitungsabschnitten 36a und 34a gegenüber den Komplementär-Strömen in den Abschnitten 36b und 34b an. Geht man beispielsweise davon aus, daß die Strömungsmittelmengen Q_1 und Q_2 den normierten Wert von 1.5 haben, würde sich eine Drehzahlerhöhung an der vorderen linken Radgruppe um 20% so auswirken, daß in der Leitung 36a eine Strömungsmittelmenge von 0.6 und in der Leitung 34a eine Strömungsmittelmenge von 0.6 zur Motoranordnung 20 strömen würde. Für die Leitung 36b verbliebe ein Durchfluß von 0.9, der sich dann auf die beiden Halbmotoren 24-1 und 24-2 zu je 0.45 aufteilt. Da die beiden Rückflüsse der Halbmotoren 20-1 und 20-2 im Leitungsabschnitt 38b zusammengefaßt sind, strömt in diesem Leitungsabschnitt die Menge 1.2, die sich mit dem Durchfluß im Leitungsabschnitt 38a, der den Rücklauf vom Halbmotor 24-1 mit 0.45 führt, zu insgesamt 1.65 addiert. Da diese Rückflußmenge den Zulauf zur Zwillingspumpenhälfte 30-1 bildet, deren Fördermenge den Wert 1.5 hat, steigt der Druck am Pumpeneinlaß der Zwillingspumpenhälfte 30-1 an, wodurch die Geschwindigkeit der Radgruppe 14 gebremst wird.

Für den Fall, daß die rechte vordere Radgruppe die Bodenhaftung verliert, ergibt sich bei wiederum normierten Durchflußmengen Q_1 und Q_2 von jeweils 1.5 die Situation, daß der Durchfluß dem Leitungsabschnitt 36b gegenüber demjenigen des Leitungsabschnitts 36a vergrößert wird. Nimmt man beispielsweise eine Drehzahlerhöhung um 10%, das heißt, eine Durchflußerhöhung zu 1.1 in der Leitung 36b an, so verringert sich die Durchflußmenge im Leitungsabschnitt 36a zu 0.4. Da jedoch die Motorhälften 20-1 und 20-2 mechanisch miteinander gekoppelt sind und die Motorhälfte 20-2 über die Leitung 34a die volle Menge 0.5 erhält, muß das in der Leitung 36a fehlende Hydraulikströmungsmittel durch die Hilfspumpe 32 und die Leitungen 50, 52, 56, 44a und das Rückschlagventil 44b ersetzt werden. Der Rücklauf der Halbmotoren 20-1 und 20-2 summiert sich damit im Leitungsabschnitt 38b zu 1.0. Die Rücklaufmenge vom Halbmotor 24-1 beträgt 0.55, so daß sich in der Leitung 38 ein Rücklaufstrom Q_3 zu 1.65 ergibt. Auch die Rücklaufmenge Q_4 wird mit 1.55 höher als die Durchflußmenge 1.5 auf der Hochdruckseite, so daß sich im Bereich beider Zulaufseiten der Zwillingspumpenhälften 30-1 und 30-2 ein erhöhter Druck aufbaut, der die Motorhälften 24-1 und 24-2 bremst.

Sollte die hintere Radgruppe 18 die Haftung verlieren, so wird sich im Zulauf 34b ein erhöhter Durchflußwert 1.1 einstellen. Das im Zulauf 34a fehlende Strömungsmittel wird aufgrund der mechanischen Kopplung der Halbmotoren 20-1 und 20-2 unter Mitwirkung der Hilfspumpe 32 über das Rückschlagventil 42b ersetzt. Die Halbmotoren 24-1 und 24-2 werden davon unbeeinflußt von der Zwillingspumpenhälfte 30-2 mit jeweils 0.5 versorgt, so daß sich auch in der Rücklaufleitung 40a eine Strömungsmenge von 0.5 einstellt. Diese Strömungsmenge wird mit der Strömungsmenge im Leitungsabschnitt 40b von 1.1 zusammengeführt, so daß sich eine Gesamtrücklaufmenge Q_4 der Zwillingspumpenhälfte 30-2 von 1.6 ergibt, die höher ist als die Menge Q_2 von 1.5 auf der Hochdruckseite. Damit steigt der Druck am Pumpeneingang der Zwillingspumpenhälfte 30-2 an, wodurch der hochdrehende Motor 22 ebenfalls gebremst wird.

Um Kurvenfahrten des Fahrzeugs zu ermöglichen, ohne beim Auftreten der Kurvenfahrtbedingungen Drehzahldifferenzen der Radgruppen der zweispurigen Achse den Einbremsvorgang auszulösen, wird die hydraulische Kopplung der Hydraulik-Motoranordnungen der zweispurigen Achse mit-

tels einer Ventilanordnung bis zu einer gewissen Grenz-Geschwindigkeitsdifferenz deaktiviert. Dies erfolgt mittels sogenannter Spülventile (flushing valves) 70 bzw. 80, die jeweils demjenigen Halbmotor 20-2 und 24-2 zugeordnet sind; dessen Zulauf- und Ablaufanschluß mit derselben Zwillingspumpenhälfte verbunden ist. Im Fall der vorderen linken Radgruppe 14 ist dies der Halbmotor 20-2, dessen Zu- und Ablauf mit der Zwillingspumpenhälfte 30-1 verbunden ist. Im Fall der vorderen rechten Radgruppe ist dies der Halbmotor 24-2, dessen Zu- und Ablauf mit der Zwillingspumpenhälfte 30-2 verbunden ist. Über die Ventilanordnungen 70 bzw. 80 kann bis zu einem bestimmten Grenzwert ein Ungleichgewicht zwischen Versorgungsstrom und Rücklaufstrom der Pumpenanordnung beseitigt werden, indem das überschüssige Strömungsmittel als Spülströmung durch die zugeordnete Hydraulik-Motoranordnung zum Tank geleitet wird.

Im einzelnen ist ein 3/3-Wegeventil 72 bzw. 82 vorgesehen, das vorzugsweise federzentriert in einer Mitten-Sperrstellung gehalten werden und dessen Steuerschieber beim Auftreten eines Ungleichgewichts zwischen Versorgungs- und Rücklaufstrom aus dieser zentrierten Sperrstellung in eine Schaltstellung verschiebbar ist, in der überschüssiges Strömungsmittel vorzugsweise über die zugeordnete Hydraulik-Motoranordnung aus dem geschlossenen Strömungsmittelkreis ableitbar ist. Im gezeigten Fall wird der Kolbenschieber 74 bzw. 84 des Wegeventils 72 bzw. 74 über die Steuerleitungen 75, 76 bzw. 85, 86 vom Druck im Zulauf und andererseits vom Druck im Ablauf des zugehörigen Halbmotors 20 bzw. 24 beaufschlagt. In der jeweiligen Schaltstellung des 3/3-Wegeventils wird überschüssiges Strömungsmittel über ein Stromregelventil 78 bzw. 88 bis zu einer gewissen Grenzmenge abgespritzt. Diese Grenzmenge ist vorzugsweise einstellbar. Sie wird so eingestellt, daß sich bei gewöhnlicher Kurvenfahrt und damit einhergehender Drehzahldifferenz der Radgruppen der zweispurigen Achse kein Bremseffekt der vorstehend beschriebenen Art einstellt.

Wenn die Arbeitsrichtung der Pumpe 30 umgestellt wird, arbeitet der Hydraulikkreis der Antriebsvorrichtung in der gleichen Weise wie vorstehend beschrieben, da in diesem Fall nur die Anschlüsse der Motoranordnungen vertauscht sind. Auch die Funktionsweise der "flushing valves" bleibt erhalten.

Die Erfindung schafft somit eine Antriebsvorrichtung für ein Fahrzeug mit drei hydraulisch angetriebenen Radgruppen, bei dem jeder Radgruppe, das heißt, der linken vorderen Radgruppe, der rechten vorderen Radgruppe und der hinteren Radgruppe, gesonderte Hydraulik-Motoranordnungen gleichen Hubraums zugeordnet sind. Diese Motoranordnungen sind von Pumpenanordnung für geschlossenen Kreislauf gespeist und hydraulisch gekoppelt, wobei die Hydraulik-Motoranordnungen zumindest der zweispurigen Achse jeweils so aufgebaut sind, daß zwei Halbmotoren mit voneinander getrennten Hubräumen vorliegen. Um eine Anti-Schlupf-Steuerung der Radgruppen derart sicherzustellen, daß ein unkontrolliertes Hochlaufen der die Haftung verlierenden Radgruppe wirksam ausgeschlossen wird, wobei gleichzeitig bei nicht durchdrehenden Rädern ein höchstmögliches Drehmoment übertragbar sein soll, wird die Pumpenanordnung von einer Zwillingspumpe mit zwei gleich großen und voneinander getrennten Verdrängerräumen gebildet. Es werden somit zwei gleich große Druckmittelströme parallel derart zu den drei Hydraulik-Motoranordnungen gerichtet, daß jede Zwillingspumpenhälfte jeweils $1\frac{1}{2}$ Motoren speist. Die hydraulische Kopplung der Motoren untereinander wird dadurch bereitgestellt, daß an den einzelnen Hydraulik-Motoranordnungen eine Schnittstelle

zur Rücklaufseite der jeweils anderen Zwillingspumpenhälfte geschaffen ist.

Patentansprüche

1. Antriebsvorrichtung für ein Fahrzeug mit drei hydraulisch angetriebenen Radgruppen, insbesondere für ein dreispuriges Fahrzeug, bei dem jeder Radgruppe (linke vordere Radgruppe, rechte vordere Radgruppe, hintere Radgruppe) gesonderte Hydraulik-Motoranordnungen (20, 22, 24) gleichen Hubraums zugeordnet sind, die von einer Pumpenanordnung (30) für geschlossenen Kreislauf gespeist und hydraulisch gekoppelt sind, wobei die Hydraulik-Motoranordnungen (20, 24) zumindest der zweispurigen Achse jeweils so aufgebaut sind, daß zwei Halbmotoren (20-1, 20-2, 24-1, 24-2) mit voneinander getrennten Hubräumen vorliegen, dadurch gekennzeichnet, daß die Pumpenanordnung von einer Zwillingspumpe (30) mit zwei gleich großen und voneinander getrennten Verdrängerräumen gebildet ist, so daß zwei gleich große Druckmittelströme (Q_1, Q_2) parallel derart zu den drei Hydraulik-Motoranordnungen (20, 22, 24) gerichtet werden, daß jede Zwillingspumpenhälfte (30-1, 30-2) jeweils $1\frac{1}{2}$ Motoren (20-2, 22 und 20-1, 24) speist, wobei an den einzelnen Hydraulik-Motoranordnungen (20, 22, 24) eine Schnittstelle zur Rücklaufseite der jeweils anderen Zwillingspumpenhälfte (30-2, 30-1) geschaffen ist.
2. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Halbmotoren (20-1, 20-2) einer ersten Hydraulik-Motoranordnung (20) der zweispurigen Achse von unterschiedlichen Zwillingspumpenhälften (30-2, 30-1) gespeist und einen Rücklaufanschluß (38b) zu einer (30-1) der Zwillingspumpenhälften haben, während die andere Zwillingspumpenhälfte (30-2) beide Halbmotoren (24-1, 24-2) der zweiten Hydraulik-Motoranordnung (24) der zweispurigen Achse speist, jedoch nur mit dem Rücklaufanschluß (40a) eines Halbmotors (24-2) der zweiten Hydraulik-Motoranordnung (24) verbunden ist.
3. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß ein erster Druckmittelstrom (Q_2) ausgehend von einer ersten Zwillingspumpenhälfte (30-2) zur Eingangsseite (36a) eines ersten Halbmotors (20-1) einer ersten Hydraulik-Motoranordnung (20) und beider Halbmotoren (24-1, 24-2) der zweiten Hydraulik-Motoranordnung (24) der zweispurigen Achse und der zweite Druckmittelstrom (Q_1) von der zweiten Zwillingspumpenhälfte (30-1) zur Eingangsseite (34a) des zweiten Halbmotors (20-2) der ersten Hydraulik-Motoranordnung (20) und der Hydraulik-Motoranordnung (22) der zweiten Achse (Hinterachse) geführt ist, wobei die Ablaufanschlüsse (38b, 38a) der ersten Hydraulik-Motoranordnung (20) und eines Halbmotors (24-1) der zweiten Hydraulik-Motoranordnung (24) zur zweiten Zwillingspumpenhälfte (30-1) und die Ablaufseite (40b) der Hydraulik-Motoranordnung (22) der zweiten Achse und des anderen Halbmotors (24-2) der zweiten Hydraulik-Motoranordnung (24) zur ersten Zwillingspumpenhälfte (30-2) rückgeführt sind.
4. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die hydraulische Kopplung der Hydraulik-Motoranordnungen (20, 24) der zweispurigen Achse mittels einer Ventilanordnung (70, 80) bis zu einer gewissen Grenz-Geschwindigkeitsdifferenz deaktiviert ist.
5. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 4, dadurch ge-

kennzeichnet, daß die Ventilanordnung (70, 80) Wegeventile (72, 82) aufweist, die jeweils demjenigen Halbmotor (20-2, 24-2) der beiden Hydraulik-Motoranordnungen (20, 24) der zweispurigen Achse zugeordnet sind, dessen Zulauf- und Ablaufanschluß mit derselben Zwillingspumpenhälfte (30-1, 30-2) verbunden ist, wobei über die Wegeventile (70, 80) bis zu einem bestimmten Grenzwert ein Ungleichgewicht zwischen Versorgungsstrom und Rücklaufstrom der Pumpenanordnung beseitigbar ist.

6. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Wegeventile (70, 80) von einem 3/3-Wegeventil gebildet sind, das bei Auftreten eines Ungleichgewichts zwischen Versorgungs- und Rücklaufstrom aus seiner zentrierten Sperrstellung in eine Schaltstellung verschiebbar ist, in der überschüssiges Strömungsmittel vorzugsweise über die zugeordnete Hydraulik-Motoranordnung (20, 24) aus dem geschlossenen Strömungsmittelkreis ableitbar ist.

7. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolbenschieber des Wegeventils (72, 82) einerseits vom Druck im Zulauf (34a, 34b) und andererseits vom Druck im Ablauf (38b, 40a) des zugehörigen Halbmotors (20-2, 24-2) beaufschlagt ist.

8. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß das überschüssige Strömungsmittel über ein Stromregelventil (78) ableitbar ist.

9. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß jede Zwillingspumpenhälfte (30-1, 30-2) der Pumpenanordnung (30) von einer Verstellpumpe mit zwei Volumenstromrichtungen gebildet ist.

10. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß den Zwillingspumpenhälften (30-1, 30-2) eine gemeinsame Stelleinheit zugeordnet ist.

11. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß dem geschlossenen Strömungsmittelkreislauf eine Hilfspumpe (32) zum Ersetzen von Leckageströmungsmittel zugeordnet ist.

12. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß mittels der Hilfspumpe (32) Strömungsmittel in die Versorgungs- und Rücklaufleitungen der beiden Zwillingspumpenhälften (30-1, 30-2) einspeisbar ist.

13. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Einspeisung von Strömungsmittel über ein Rückschlagventil (42b, 44b, 46b, 48b) erfolgt, das jeweils einem Druckbegrenzungsventil (42, 44, 46, 48) parallel geschaltet ist.

Hierzu 1 Seite(n) Zeichnungen

